

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh transportních kleští
Design of a Transport Tongs

Student:

Jakub Bednarz

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student:	Jakub Bednarz
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Studijní obor:	2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace:	40 Konstrukce strojních dílů a skupin
Téma:	Návrh transportních kleští Design of a Transport Tongs

Zásady pro vypracování:

Navrhněte kleště, které budou sloužit k transportu kovových forem na odlitky. Transportní kleště budou zavěšené na jeřábu.

Parametry kleští:

- nosnost - 200 kg
- maximální rozměr úchopu čelistí - 200 mm
- minimální rozměr úchopu čelistí - 50 mm

Nakreslete výkres sestavy, výrobní výkres čepu.

Seznam doporučené odborné literatury:

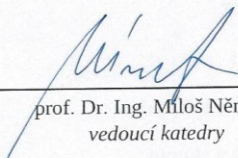
1. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 1*. Praha: SNTL, 1990. 775s. ISBN 80-03-00046-7.
2. BOLEK, A.; KOCHMAN, J.: *Části strojů 2*. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00046-8.
3. DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I: Spojovací části strojů*. Návrh, výpočet, konstrukce. 1. vydání. Ostrava: Montanex a.s., 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
4. DRASTÍK, F. a kol.: *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. 2. dopl. vyd. Ostrava: Montanex a.s., 1999. 722 s. ISBN 80-85780-95-X.
5. KRÍŽ, R., VÁVRA, P.: *Strojírenská příručka*. 1. vyd. Praha: 1993-1998. 8 svazků.
6. NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů, spoje*. Druhé vydání Skripto VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8, 111 s.
7. Fotodokumentace (elektronická).
8. Firemní katalogy, prospekty, normy a www-stránky s danou problematikou.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013


prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Jakub Bednarz

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :

.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jakub Bednarz

Adresa trvalého pobytu autora práce: Ropice 77

Poděkování

Děkuji vedoucí bakalářské práce Ing. Šárce Hurníkové, Ph.D. za odborné rady a čas věnovaný konzultacím. Dále děkuji vedoucímu katedry prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za odbornou pomoc při výpočtech.

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

BEDNARZ, J. Návrh transportních kleští : bakalářská práce.

Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismu strojů, 2013 , 36 s. Vedoucí práce: Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá návrhem transportních kleští pro přepravu kovových forem na odlitky. V první části jsem uvedl základní rozdělení transportních prostředků. V následujících částech jsem provedl všechny výpočty potřebné k samotnému návrhu. Nejdřív jsem zvolil pneumatický válec, a podle něj jsem vytvořil vhodnou geometrii tak, aby byla splněna třecí podmínka. V dalších částech jsem uvedl pevnostní výpočty v kritických místech pro zadanou maximální nosnost 200kg a uchopovací rozměr formy 50-200mm.

THE ANNOTATION OF THE BACHELOR THESIS

Bednarz, J. Design of a transport tongs : the bachelor thesis.

Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2013, 36 p., the thesis director: Ing. Šárka Hurníková, Ph.D.

The bachelor thesis deals with the project of pliers used for the transport of steel cast forms. In the first part I presented the basic division of the means of transportation. In the next part I did all calculations needed for the design itself. First I chose a pneumatic cylinder and formed a befitting geometry in order to fulfill the third condition. In the following chapters I presented stability calculations in the critical places for the weight of 200kg and the gripping width of the form 50-200mm.

Obsah

Seznam použitých značek.....	9
0 Úvod	11
1 Prostředky k uchopení břemen	12
2 Přehled trhu	13
3 Konstrukční návrh kleští	15
3.1 Uvolnění zdvihacího zařízení	16
3.1.1 Výpočet provozních sil a volba pneumatického válce	16
3.1.2 Kontrola funkčnosti kleští (třecí podmínka)	20
3.2 Šroubový spoj	21
3.2.1 Výpočet sil působících na šroubový spoj	21
3.2.2 Výpočet osově síly ve šroubu	22
3.2.3 Volba šroubu	23
3.3 Návrh přitlačných čelistí	24
3.4 Kontrola na ohyb části přitlačných čelistí	24
3.4.1 Výpočet kvadratického momentu a napětí	25
3.5 Kontrola čepů	27
3.5.1 Čep č. 1	27
3.5.2 Čep č. 2	30
3.5.3 Čep č. 3	31
3.5.4 Čep č. 4	32
3.6 Kontrola ramen (pomocí MKP)	33
4 Závěr	34
5 Literatura	35
6 Seznam příloh	36

Seznam použitých značek

G	Tíhová síla	$[N]$
m_b	Hmotnost břemene	$[kg]$
g	Gravitační zrychlení	$[ms^{-2}]$
F	Síly	$[N]$
p_p	Pracovní tlak	$[MPa]$
S	Plochy	$[mm^2]$
D_p	Průměr pístu	$[mm]$
d_p	Průměr pístní tyče	$[mm]$
R	Reakce	$[N]$
a, b, c, d	Vzdálenosti	$[mm]$
k	Součinitel bezpečnosti	$[-]$
β_{vir}	Virtuální úhel	$[^\circ]$
β_{sk}	Skutečný úhel	$[^\circ]$
M_o	Ohybové momenty	$[Nm]$
r	Rameno (viz obr. 3.6)	$[mm]$
f	Součinitel tření	$[-]$
d_3	Nejmenší průměr závitu	$[mm]$
d_2	Střední průměr závitu	$[mm]$
β_k	Součinitel bezpečnosti pro utahování	$[-]$
R_e	Mez kluzu	$[MPa]$
σ_t	Tahové napětí	$[MPa]$
τ	Smykové napětí	$[MPa]$
σ_o	Ohybové napětí	$[MPa]$

σ_{dov}	Dovolené napětí	[MPa]
σ_{RED}	Redukované napětí	[MPa]
M_{TZ}	Třecí moment na závitu	[Nm]
W_K	Průřezový modul ve krutu	[mm ³]
φ'	Třecí úhel závitu	[°]
ψ	Úhel stoupání závitu	[°]
α	Vrcholový úhel závitu	[°]
P_h	Stoupání závitu	[mm]
I_x	Kvadratický moment	[mm ⁴]
b_1	Vzdálenost (viz obr. 3.9)	[mm]
h_1	Vzdálenost (viz obr. 3.9)	[mm]
e_1	Vzdálenost (viz obr. 3.9)	[mm]
b_2	Vzdálenost (viz obr. 3.9)	[mm]
h_2	Vzdálenost (viz obr. 3.9)	[mm]
e_2	Vzdálenost (viz obr. 3.9)	[mm]
y_T	Vzdálenost (viz obr. 3.9)	[mm]
L	Vzdálenost (viz obr. 3.9)	[mm]
W_o	Modul pružnosti v ohybu	[mm ³]
p	Tlak (kontrola na otláčení)	[MPa]

0 Úvod

Na veškerých průmyslových pracovištích je potřeba nejrůznějších druhů zařízení umožňujících výrobu produktů, podle daného technologického postupu. Tím vzniká poptávka na přesně specifikované parametry strojů a přípravků, od nejjednoduššího ručního nářadí až po velmi složité počítačově ovládané roboty. Nejdůležitějším aspektem při volbě daného zařízení je cena, funkčnost a samozřejmě bezpečnost práce. Jedním z mnoha problémů v těžkém průmyslu je doprava a manipulace s břemeny. Velmi často se setkáváme s jeřábovou dopravou a proto jsem si zvolil toto téma.

V této bakalářské práci jsem se zabýval problematikou přepravy kovových forem na odlitky pomocí transportních kleští.

Cíle:

- návrh geometrie kleští
- pevnostní kontrola v kritických místech
- výkres sestavy a výrobní výkres zadané součásti

1 Prostředky k uchopení břemen [3]

Prostředky k uchopení břemen přepravovaných zdvihacími zařízeními mají všeobecně vyhovovat těmto požadavkům:

1. uchopit břemeno snadno a rychle
2. nepoškozovat sebe ani břemeno
3. mít malou vlastní hmotnost
4. zaručovat náležitou bezpečnost provozu
5. vyžadovat co nejméně práce obsluhy

Pro jejich výrobu a užívání platí **ČSN 27 0144**.

Co do *charakteru přepravovaných břemen* mohou být tyto prostředky určeny jednak pro materiál sypký, jednak kusový.

Pokud se týká *zásadního konstrukčního provedení*, rozdělují se na vazáky (vazací lana, a vazací řetězy), traverzy, závěsy, svěrky, kleště, břemenové elektromagnety, nádoby, drapáky, vakuová chapadla a uchopovací prostředky pro kontejnery.

Co do *způsobu ovládání* mohou být prostředky k uchopení břemen:

- ruční (vazací lana a řetězy)
- mechanické (kleště, drapáky, přísavky)
- automatické (elektromagnety, závěsná zařízení pro kontejnery)

2 Přehled trhu

V současné době se na trhu vyskytuje velké množství různých transportních zařízení, všechny prostředky se přizpůsobují danému charakteru přepravovaného břemene.

Příklady různých druhů transportního zařízení:



obr. 2.1 - Kleště na profilové železo [4]



obr. 2.2 - Vnitřní kleště [4]

Příklady různých druhů transportního zařízení:



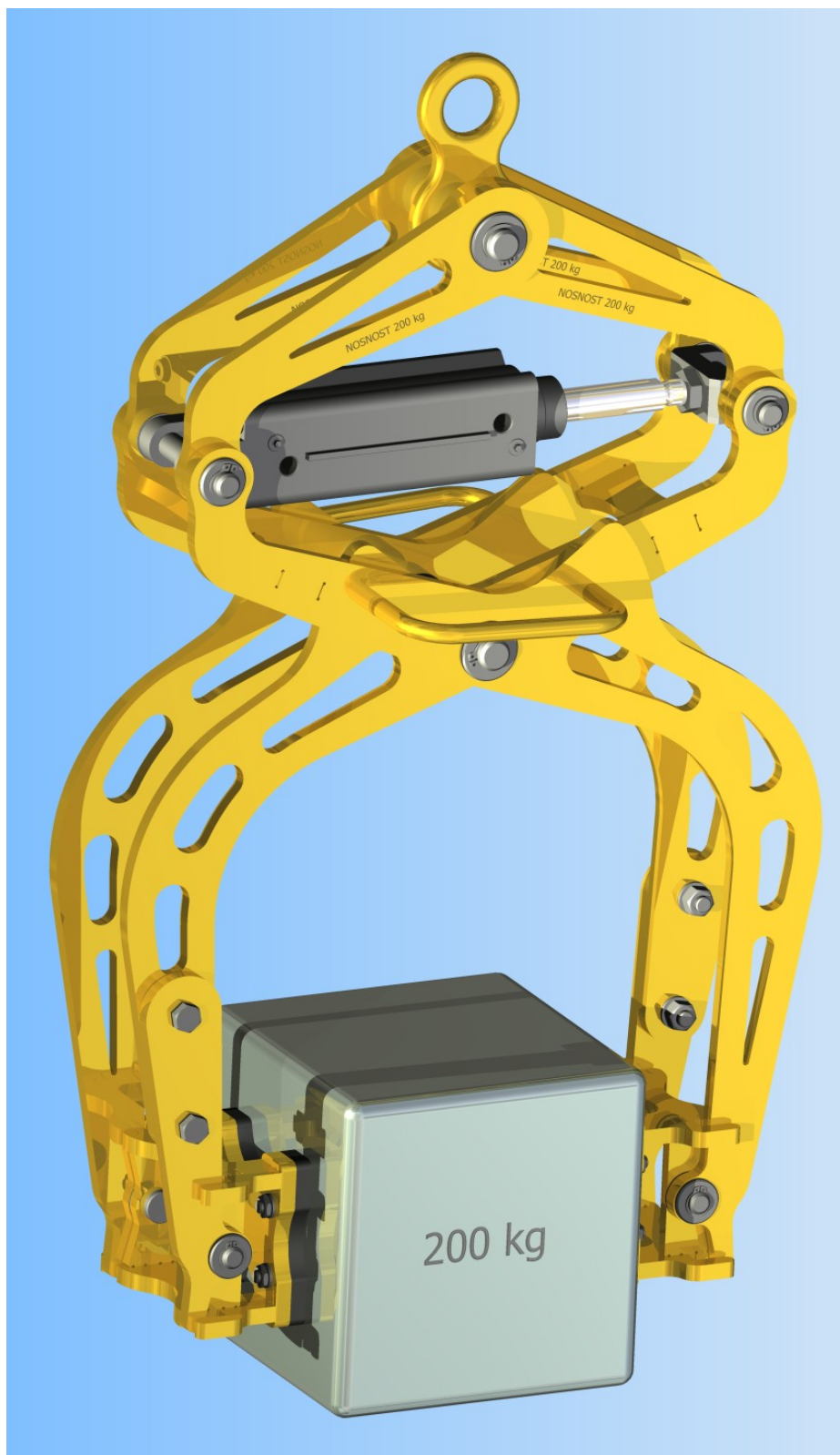
obr. 2.3 - Hydraulický drapák [6]



obr. 2.4 - Magnetická jednotka pro zvedání plochých a válcových materiálů [5]

3 Konstrukční návrh kleští

Zde jsou uvedeny všechny výpočty a řešené problémy se samotným návrhem. Celé kleště jsou potaženy ochrannou vrstvou KOMAXIT.



obr. 3.1 - Transportní kleště

3.1 Uvolnění zdvihacího zařízení

Zde jsou uvedeny všechny výpočty reakcí a provozních sil.

3.1.1 Výpočet provozních sil a volba pneumatického válce

Výpočet tíhové síly G

$$G = m_b \cdot g = 200 \cdot 9,81 = 1962 \text{ N} \quad (3.1)$$

Volba válce

Volím pneumatický válec dvojčinný od firmy Stránský a Petržík.

Typ: **VDMA 24562**

Průměr pístu: $D_p = 50 \text{ mm}$

Průměr pístní tyče: $d_p = 20 \text{ mm}$

Zdvih válce: 80 mm

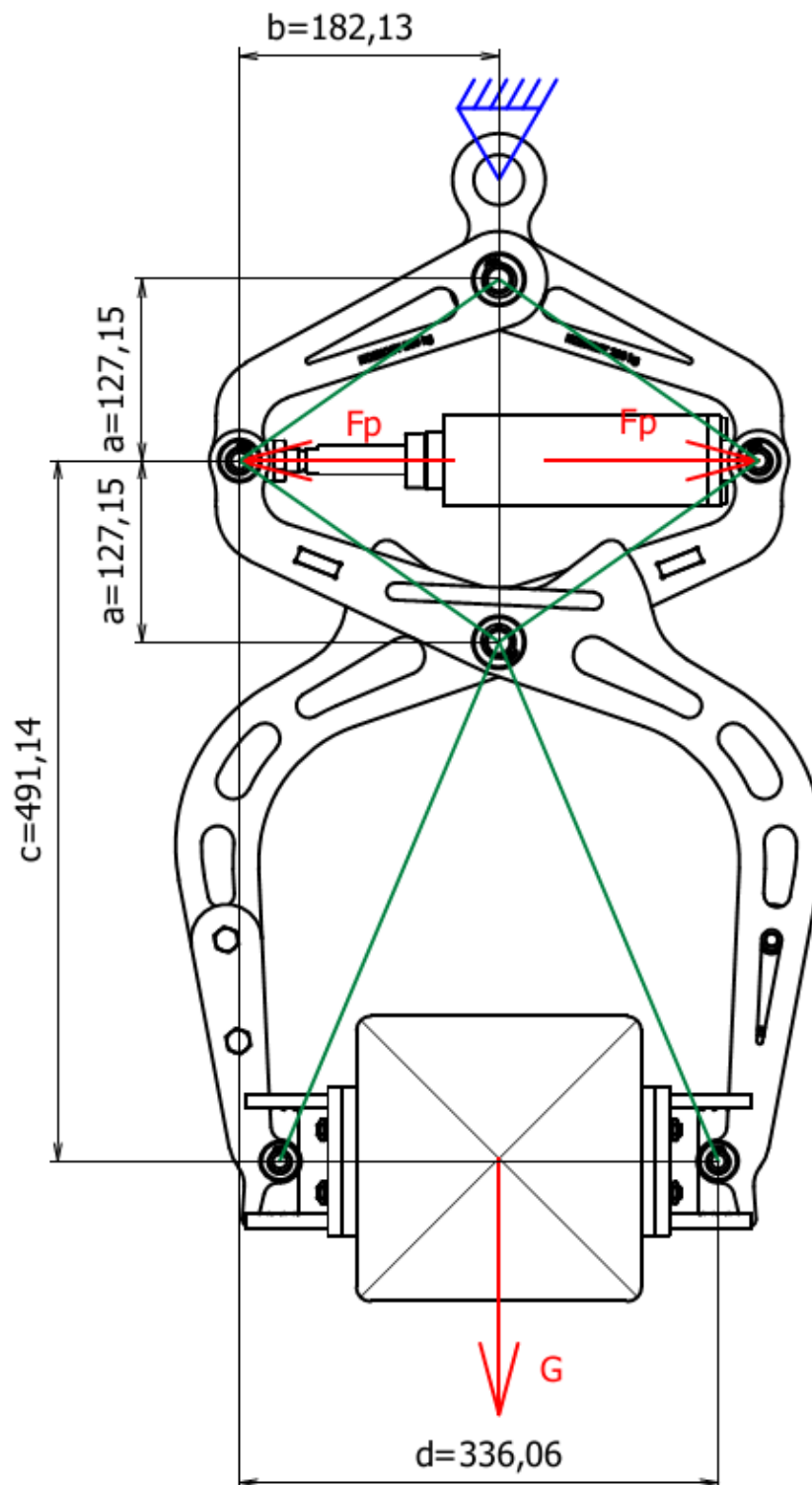
Tabulka 3.1

Pracovní tlak	0,6 MPa
Minimální tlak	0,1 MPa
Maximální tlak	1,0 MPa
Pracovní teplota	-20°C až +80°C
Pracovní médium	upravený stlačený vzduch

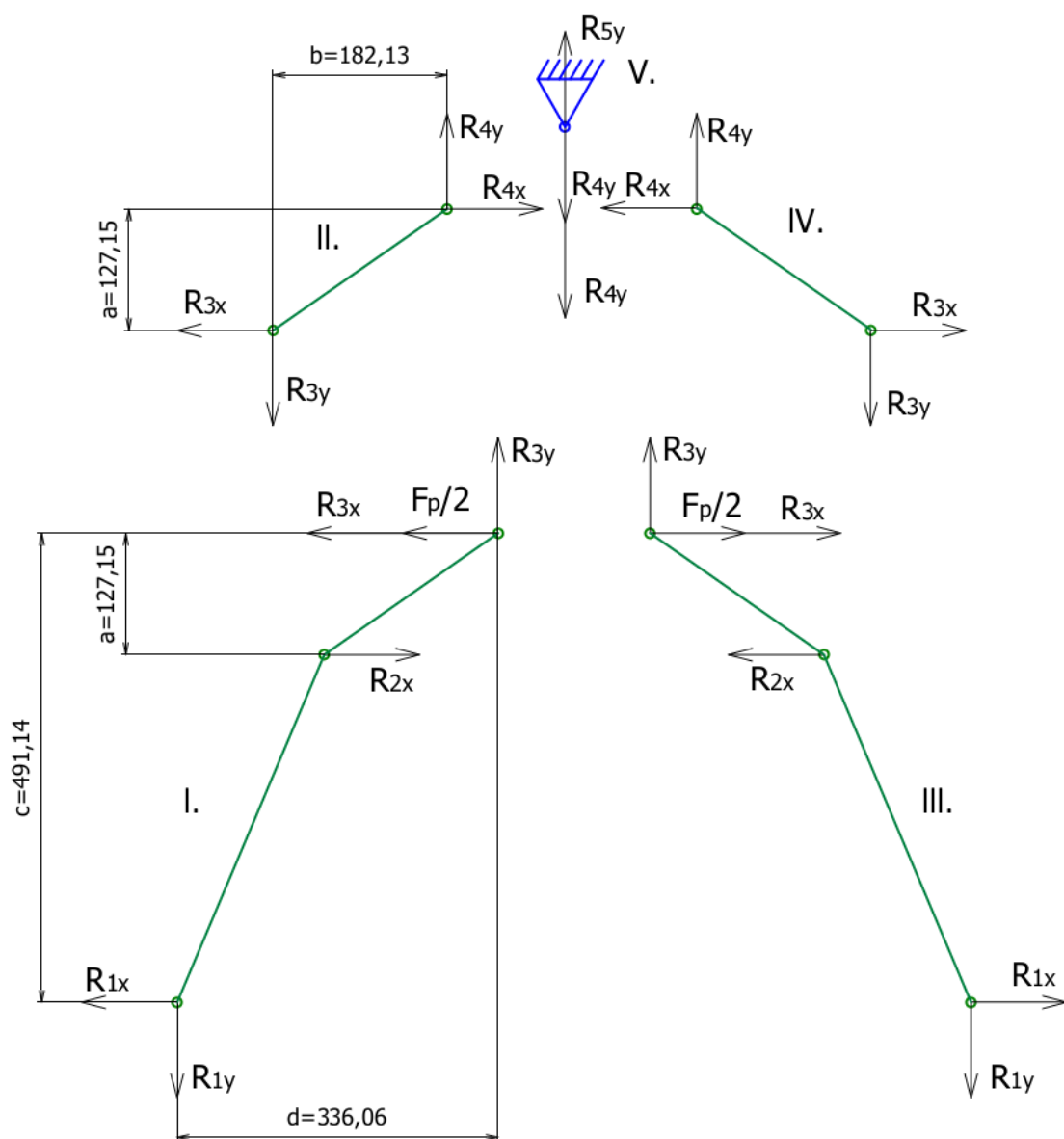
Výpočet síly pístu F_p

$$F_p = p_p \cdot S_p = p_p \cdot \frac{\pi \cdot (D_p^2 - d_p^2)}{4} = 0,6 \cdot \frac{\pi \cdot (50^2 - 20^2)}{4} = 989,6 \text{ N} \quad (3.2)$$

Celý pevnostní výpočet provádím s úvahou maximálního rozměru přepravované formy (200 mm), protože zde vznikají největší reakční síly.



obr. 3.2 - Znázornění provozních sil a rozměrů ramen



obr. 3.3 - Uvolnění jednotlivých součástí

Sestavení rovnic a výpočet reakcí:

Kleště jsou symetrické tudíž stačí napsat statické rovnice rovnováhy pouze pro tělesa: I, II, V.

Těleso I.

$$\sum F_x = 0 = -R_{1x} + R_{2x} - R_{3x} - \frac{F_p}{2} \quad (3.3)$$

$$\sum F_y = 0 = -R_{1y} + R_{3y} \quad (3.4)$$

$$\sum M_{O3} = 0 = R_{1x} \cdot c + R_{1y} \cdot d - R_{2x} \cdot a \quad (3.5)$$

Těleso II.

$$\sum F_x = 0 = -R_{3x} + R_{4x} \quad (3.6)$$

$$\sum F_y = 0 = -R_{3y} + R_{4y} \quad (3.7)$$

$$\sum M_{O3} = 0 = R_{4x} \cdot a - R_{4y} \cdot b \quad (3.8)$$

Těleso V.

$$\sum F_y = 0 = -2R_{4y} + R_{5y} \quad (3.9)$$

Předpoklad:

$$R_{4y} = R_{3y} = R_{1y} = \frac{G}{4} = \frac{1962}{4} = 490,5 \text{ N} \quad (3.10)$$

Nyní můžeme snadno spočítat všechny reakce:

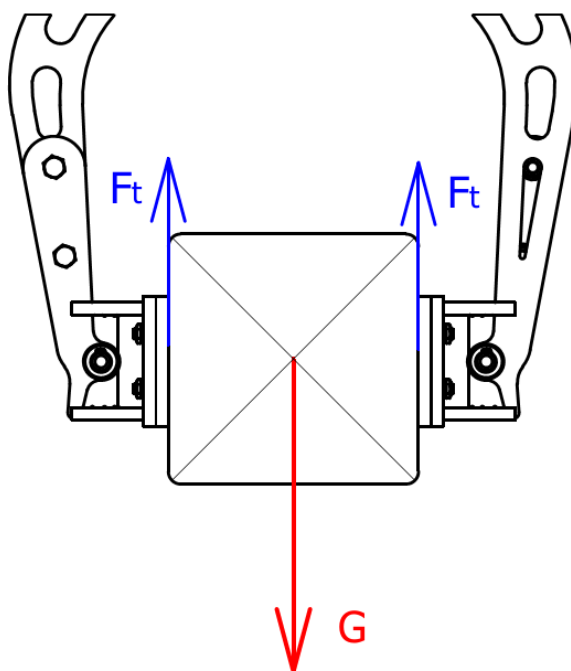
$$R_{3x} = R_{4x} = \frac{R_{4y} \cdot b}{a} = \frac{490,5 \cdot 182,13}{127,15} = 702,59 \text{ N} \quad (3.11)$$

$$R_{1x} = \frac{R_{1y} \cdot d + R_{3x} \cdot a + \frac{F_p}{2} \cdot a}{c - a} = \frac{490,5 \cdot 336,06 + 702,59 \cdot 127,15 + \frac{990}{2} \cdot 127,15}{491,14 - 127,15} \quad (3.12)$$
$$= 871,21 \text{ N}$$

$$R_{2x} = R_{1x} + R_{3x} + \frac{F_p}{2} = 871,21 + 702,59 + \frac{990}{2} = 2068,8 \text{ N} \quad (3.13)$$

3.1.2 Kontrola funkčnosti kleští (třecí podmínka)

Aby byly kleště schopné zvedat a přenášet břemena musí platit: $2F_t \geq G$



obr. 3.4 - Znázornění třecí a tíhové síly

Součinitel tření litina-pryž pro dynamické tření

$$f_d = 0,8 [2]$$

Součinitel tření litina-pryž pro statické tření

$$f_s = 2 \leftrightarrow 4 [2]$$

Třecí síla s uvažováním dynamického tření, ačkoli v tomto případě úchopu se jedná o tření statické volím horší možnost.

$$F_t = F_N \cdot f_d = 2 \cdot 2 \cdot R_{1x} \cdot f_d = 2 \cdot 2 \cdot 871,21 \cdot 0,8 = 2787N \quad (3.14)$$

Výsledná bezpečnost proti prokluzu.

$$k_t = \frac{F_t}{G} = \frac{2787}{1962} = 1,42 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.15)$$

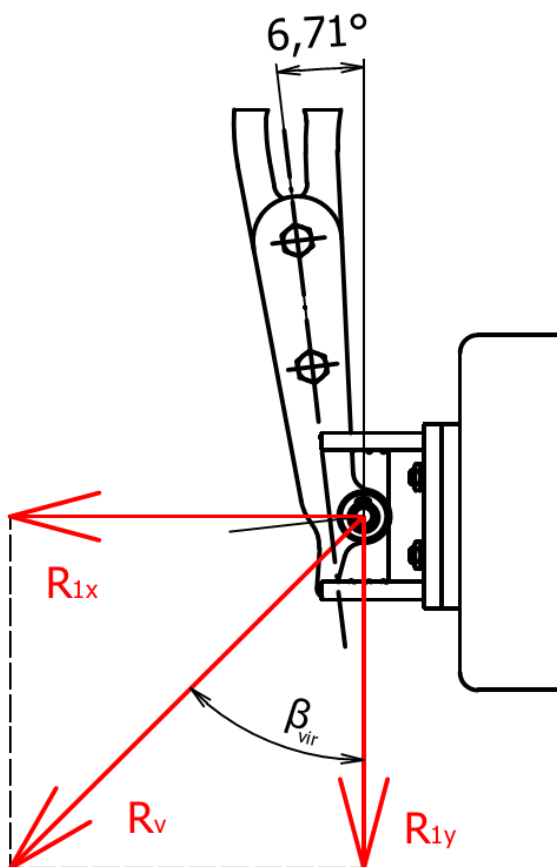
Nejhorší případ prokluzu nastane když forma má hmotnost 200kg a uchopovací rozměr je 50mm v tomto případě je $R_{1xKRIT} = 694 N$ (výpočet je identický jako u předchozích výpočtu R_{1x} pouze se liší rozměry a, b, c, d).

$$k_{tKRIT} = \frac{R_{1xKRIT} \cdot 4 \cdot f_d}{G} = \frac{694 \cdot 4 \cdot 0,8}{1962} = 1,13 \quad (3.16)$$

3.2 Šroubový spoj

Zde jsou uvedeny všechny nutné výpočty k volbě šroubu.

3.2.1 Výpočet sil působících na šroubový spoj



obr. 3.5 - Znáznornění sil zatěžujících šroubový spoj

Výpočet úhlu β_{vir}

$$tg\beta_{vir} = \frac{R_{1x}}{R_{1y}} \rightarrow \beta_{vir} = \arctg \frac{R_{1x}}{R_{1y}} = \arctg \frac{871,21}{490,5} = 60,62^\circ \quad (3.17)$$

$$\beta_{sk} = 60,62 + 6,71 = 67,33^\circ \quad (3.18)$$

Výpočet síly F_v

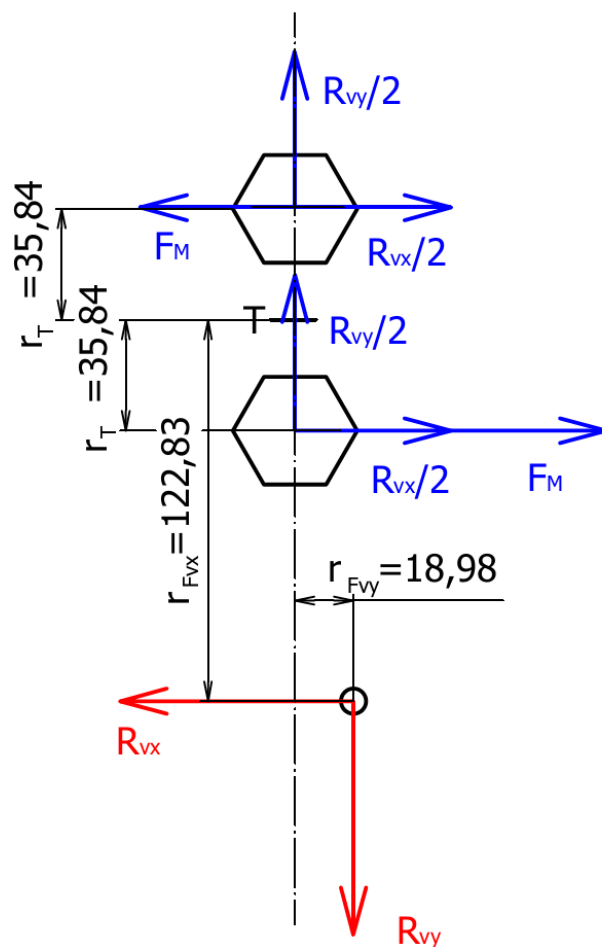
$$F_v = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = \sqrt{871,21^2 + 490,5^2} = 1000 \text{ N} \quad (3.19)$$

Výpočet skutečných sil F_{vx} a F_{vy}

$$F_{vx} = \sin\beta_{sk} \cdot F_v = \sin 67,33^\circ \cdot 1000 = 922,7 \text{ N} \quad (3.20)$$

$$F_{vy} = \cos\beta_{sk} \cdot F_v = \cos 67,33^\circ \cdot 1000 = 385,4 \text{ N} \quad (3.21)$$

3.2.2 Výpočet osově síly ve šroubu



obr. 3.6 - Znázornění sil působících na šroubový spoj

Suma momentu k těžišti:

$$M_{OT} = F_{vx} \cdot r_{Fvx} + F_{vy} \cdot r_{Fvy} = 2 \cdot F_M \cdot r_T \quad (3.22)$$

Výpočet F_M

$$F_M = \frac{F_{vx} \cdot r_{Fvx} + F_{vy} \cdot r_{Fvy}}{2 \cdot r_T} = \frac{922,7 \cdot 122,83 + 385,4 \cdot 18,98}{2 \cdot 35,84} = 1683 \text{ N} \quad (3.23)$$

$$F_{max} = \sqrt{\left(F_M + \frac{F_{vx}}{2}\right)^2 + \left(\frac{F_{vy}}{2}\right)^2} = \sqrt{\left(1683 + \frac{922,7}{2}\right)^2 + \left(\frac{385,4}{2}\right)^2} = 2153 \text{ N} \quad (3.24)$$

Výpočet síly F_o ve šroubu

Volím součinitel tření ocel na ocel $f = 0,16$

$$F_o = \frac{F_{max}}{f} = \frac{2153}{0,16} = 13456 \text{ N} \quad (3.25)$$

3.2.3 Volba šroubu

Výpočet předběžného průměru

$$d_3' = \sqrt{\frac{4 \cdot F_o \cdot k_s \cdot \beta_k}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13456 \cdot 1,5 \cdot 1,3}{\pi \cdot 640}} = 7,22 \text{ mm} \quad (3.26)$$

Volím šroub M 10x1,25 8.8

$$d_3 = 8,466 \text{ mm}$$

$$d_2 = 9,188 \text{ mm}$$

Výpočet tahového napětí

$$\sigma_t = \frac{F_o \cdot 4}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{13456 \cdot 4}{\pi \cdot 8,466^2} = 239 \text{ MPa} \quad (3.27)$$

Výpočet smykového napětí

$$\tau = \frac{M_{TZ}}{W_K} = \frac{F_o \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{13456 \cdot \operatorname{tg}(9,826 + 2,479) \cdot \frac{9,188}{2}}{\frac{\pi \cdot 8,466^3}{16}} = 109,1 \text{ MPa} \quad (3.28)$$

Výpočet úhlu stoupání

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = 9,825^\circ \quad (3.29)$$

Výpočet třecího úhlu

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{1,25}{\pi \cdot 9,188} = 2,48^\circ \quad (3.30)$$

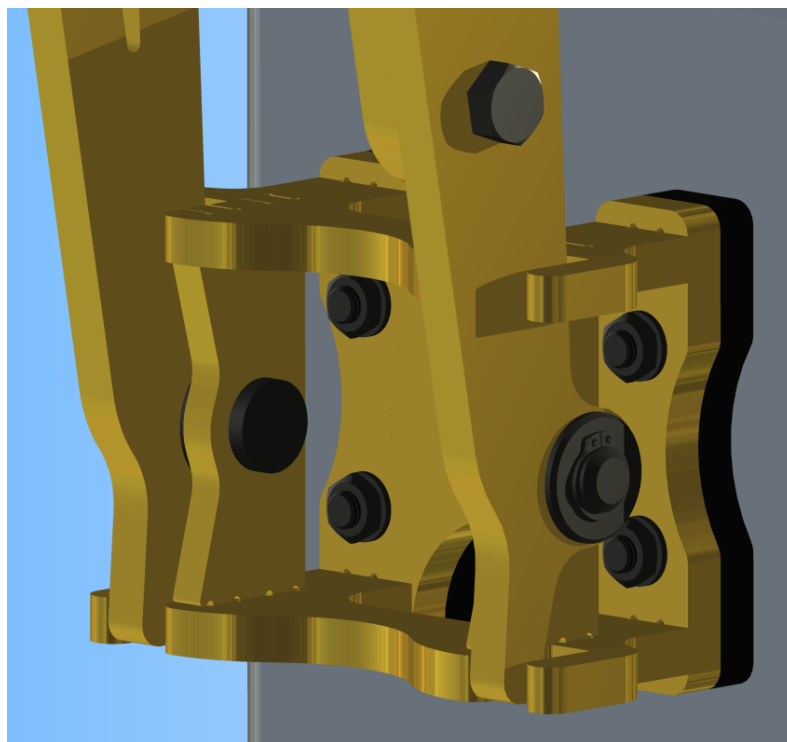
Výpočet redukovaného napětí podle Guesta

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2} = \sqrt{239^2 + 4 \cdot 109,1^2} = 317,18 \text{ MPa} \quad (3.31)$$

$$k_{svys} = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{640}{317,18} = 2,02 \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.32)$$

3.3 Návrh přitlačných čelistí

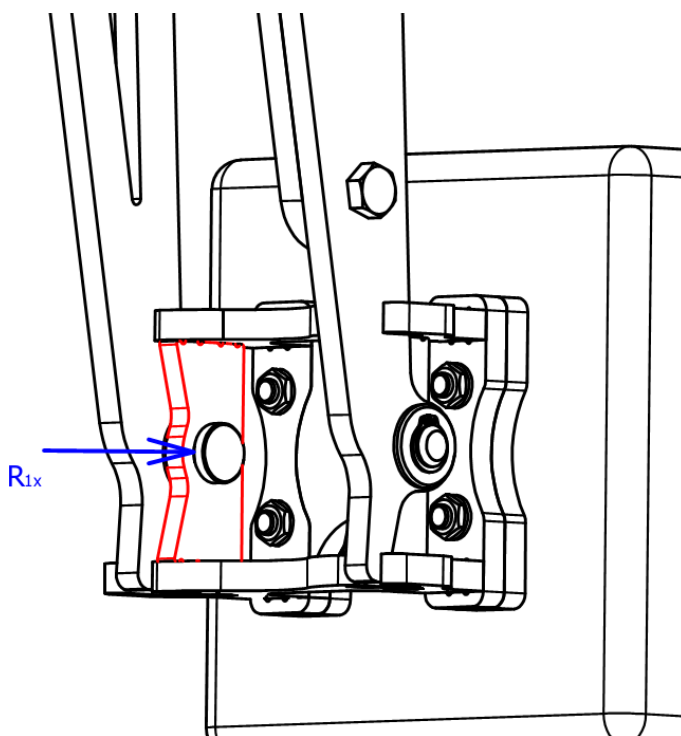
Na styčné ploše je gumová vrstva po zvýšení statického tření.



obr. 3.7 - Přitlačné čelisti

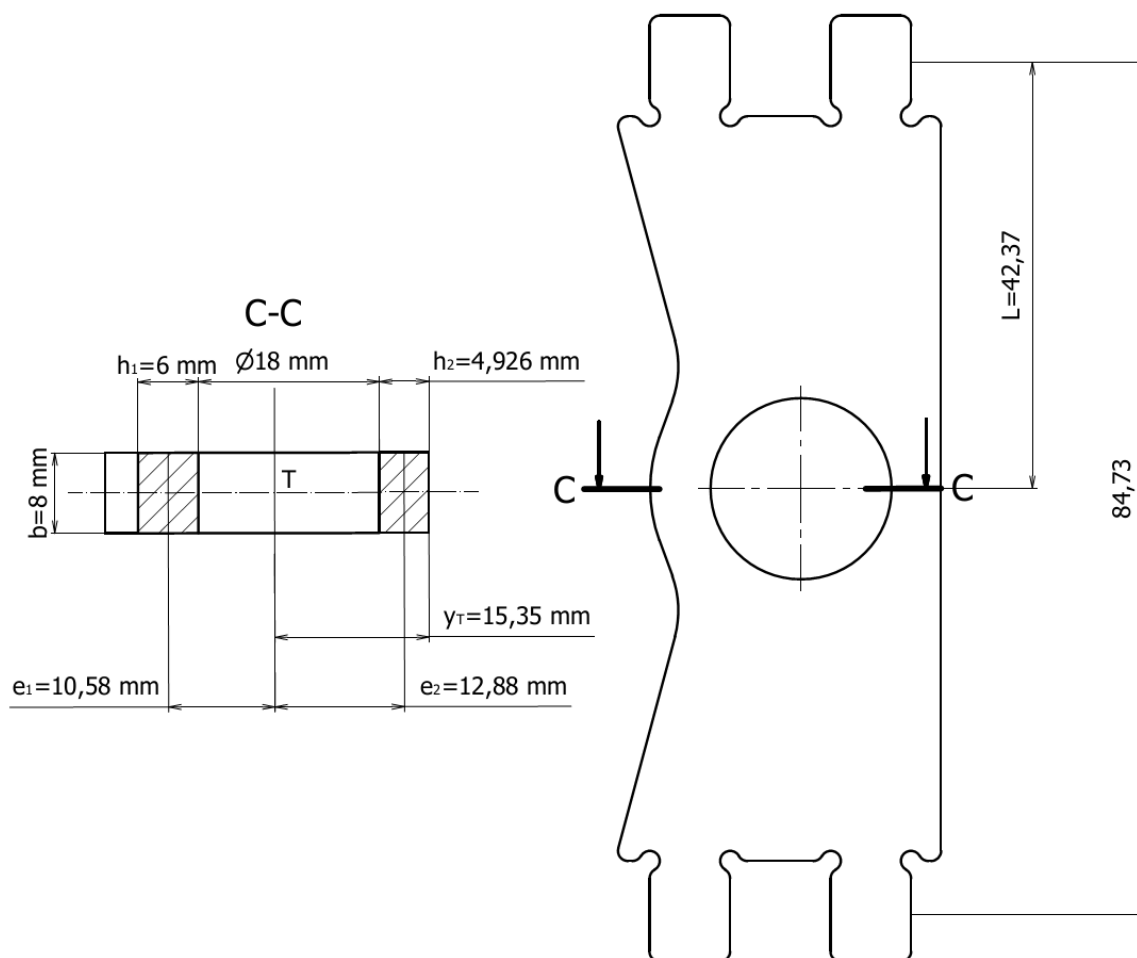
3.4 Kontrola na ohyb části přitlačných čelistí

Provedu zde zjednodušený výpočet na ohyb dané součásti bez uvažování y složky síly.



obr. 3.8 - Znázornění reakční síly

3.4.1 Výpočet kvadratického momentu a napětí



obr. 3.9 - Průřez zkoumané součásti

Výpočet kvadratického momentu

$$I_x = \frac{b_1 \cdot h_1^3}{12} + b_1 \cdot h_1 \cdot e_1^2 + \frac{b_2 \cdot h_2^3}{12} + b_2 \cdot h_2 \cdot e_2^2 = \quad (3.33)$$

$$= \frac{8 \cdot 6^3}{12} + 8 \cdot 6 \cdot 10,58^2 + \frac{8 \cdot 4,93^3}{12} + 8 \cdot 4,93 \cdot 12,88^2 = 12139 \text{ mm}^4$$

Výpočet souřadnice těžiště

$$y_T = \frac{\sum_{i=1}^n S_i \cdot y_i}{\sum_{i=1}^n S_i} = \frac{48 \cdot 25,93 + 39,44 \cdot \frac{4,93}{2}}{48 + 39,44} = 15,34 \text{ mm} \quad (3.34)$$

$$S_1 = b_1 \cdot h_1 = 8 \cdot 6 = 48 \text{ mm}^2 \quad (3.35)$$

$$S_2 = b_2 \cdot h_2 = 8 \cdot 4,93 = 39,44 \text{ mm}^2 \quad (3.36)$$

Výpočet modulu pružnosti v ohybu

$$W_o = \frac{I_x}{y_T} = \frac{12139}{15,34} = 791,4 \text{ mm}^3 \quad (3.37)$$

Výpočet ohybového momentu

$$M_o = \frac{R_{1x}}{2} \cdot L = \frac{871,2}{2} \cdot 42,37 = 36912 \text{ Nmm} \quad (3.38)$$

Výpočet napětí v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{36912}{791,4} = 46,64 \text{ MPa} < \sigma_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.39)$$

Mez pevnosti v kluzu $R_{e\ 11373} = 186 \text{ MPa}$ [1]

Výpočet dovoleného napětí

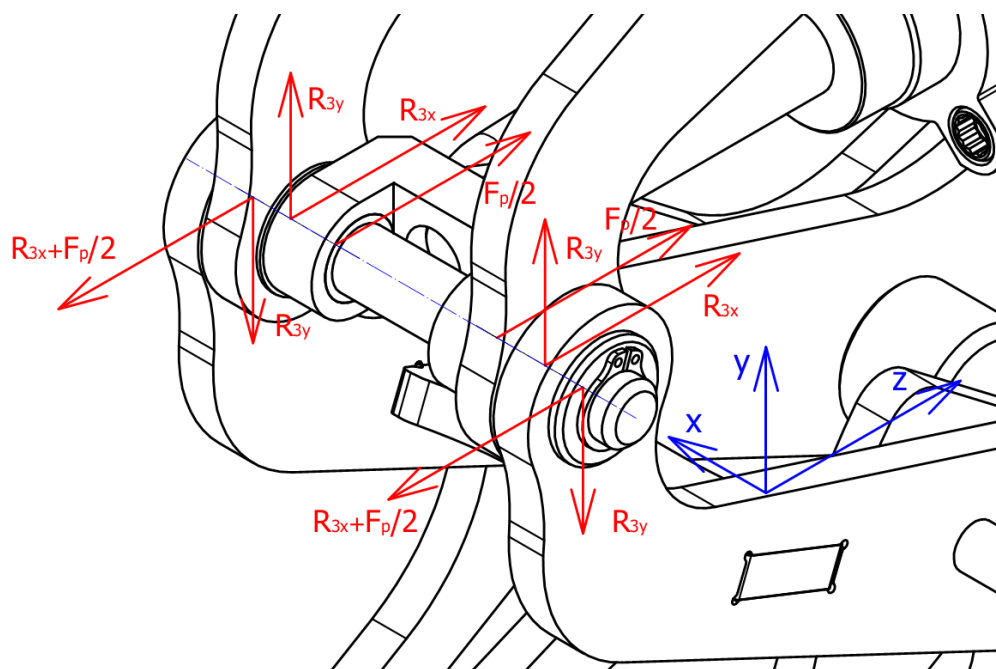
$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k_{so}} = \frac{186}{1,5} = 124 \text{ MPa} \quad (3.40)$$

3.5 Kontrola čepů

Všechny čepy jsou uloženy v kluzných ložiscích, jsou zkontrolovány na ohyb, otláčení a stříh.

3.5.1 Čep č.1

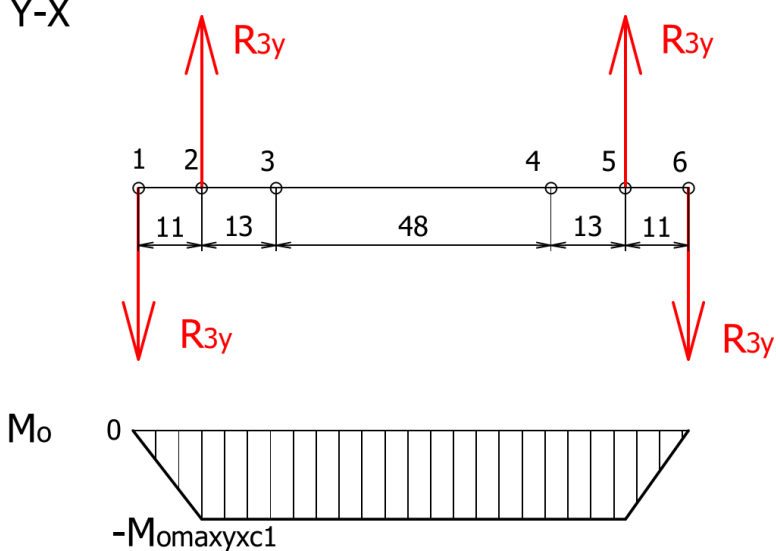
Kontrola na ohyb



obr. 3.10 - Znázornění sil působících na čep č.1

Rozdělil jsem všechny síly do rovin x-y, x-z a vypočetl jsem průběh ohybových momentů. Následně jsem pomocí pythagorovy věty zjistil maximální ohybový moment.

Y-X



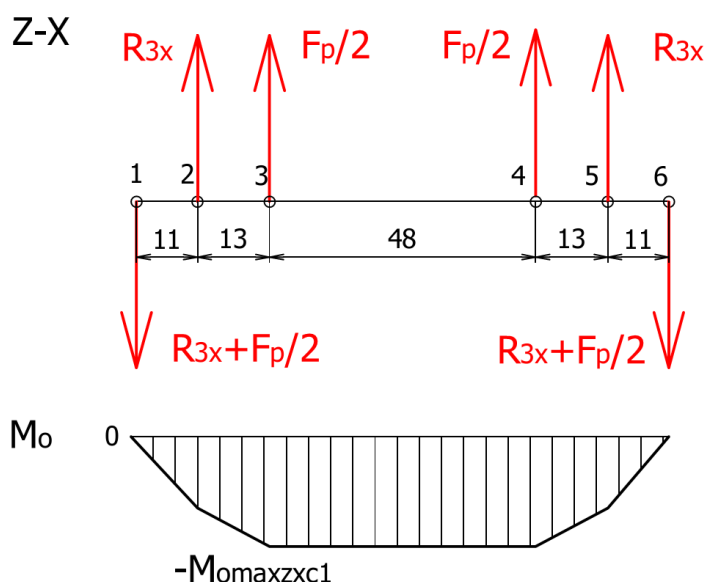
obr. 3.11 - Průběh ohybových momentů v rovině Y-X

Ohybový moment v bodě 1

$$M_{o1yxc1} = 0 \quad (3.41)$$

Ohybový moment v bodě 2

$$M_{omaxyzc1} = M_{o2yxc1} = -R_{3y} \cdot 11 = -490,5 \cdot 11 = -5395,5 \text{ Nmm} \quad (3.42)$$



obr. 3.12 - Průběh ohybových momentů v rovině Z-X

Ohybový moment v bodě 1

$$M_{o1zxc1} = 0 \quad (3.43)$$

Ohybový moment v bodě 2

$$M_{o2zxc1} = -\left(R_{3x} + \frac{F_p}{2}\right) \cdot 11 = -\left(702,6 + \frac{990}{2}\right) \cdot 11 = -13173 \text{ Nmm} \quad (3.44)$$

Ohybový moment v bodě 3

$$\begin{aligned} M_{omaxzxc1} = M_{o3zxc1} &= -\left(R_{3x} + \frac{F_p}{2}\right) \cdot 24 + R_{3x} \cdot 13 \\ &= -\left(702,6 + \frac{990}{2}\right) \cdot 24 + 702,6 \cdot 13 = -19608 \text{ Nmm} \end{aligned} \quad (3.45)$$

Výpočet maximálního ohybového momentu M_{omaxc1}

$$M_{omaxc1} = \sqrt{M_{omaxzxc1}^2 + M_{omaxyzc1}^2} = \sqrt{19608^2 + 5395,5^2} = 20337 \text{ Nmm} \quad (3.46)$$

Výpočet napětí v ohybu

$$\sigma_{oc1} = \frac{M_{omaxc1}}{W_{o1}} = \frac{M_{omaxc1}}{\frac{\pi \cdot d_{c1}^3}{32}} = \frac{20337}{\frac{\pi \cdot 16^3}{32}} = 50,57 \text{ MPa} < \sigma_{dov \ 12 \ 040} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.47)$$

$$\sigma_{dov \ 12 \ 040} = 150 \text{ MPa} [7]$$

Kontrola na otlačení

Výpočet maximální radiální síly na čep č. 1

$$F_{maxc1} = \sqrt{\left(R_{3x} + \frac{F_p}{2}\right)^2 + R_{3y}^2} = \sqrt{\left(702,6 + \frac{990}{2}\right)^2 + 490,5^2} = 1294 \text{ N} \quad (3.48)$$

Výpočet tlaku na čep č. 1

$$p_{c1} = \frac{F_{maxc1}}{S_{pc1}} = \frac{1294}{10 \cdot 16} = 8,08 \text{ MPa} < p_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.49)$$

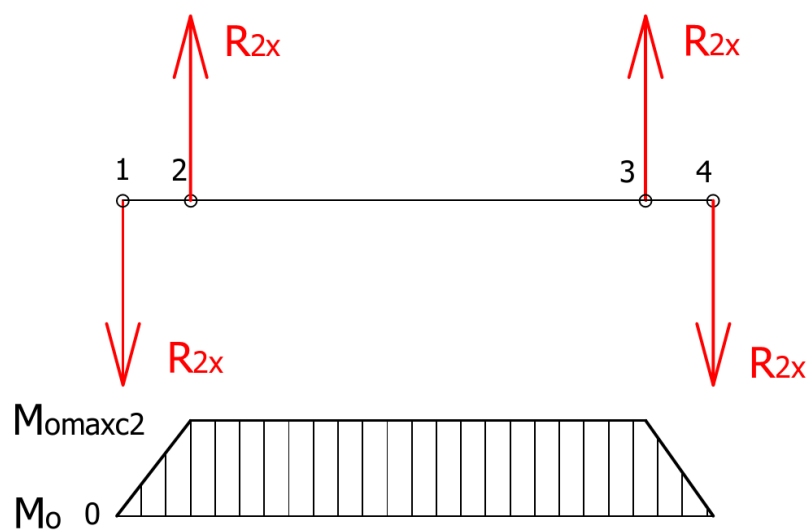
$$p_{dov \ 12 \ 040} = 30 \text{ MPa} [7]$$

Kontrola na střih

$$\tau_{Sc1} = \frac{F_{maxc1}}{\frac{\pi \cdot d_{c1}^2}{4}} = \frac{1294}{\frac{\pi \cdot 16^2}{4}} = 6,4 \text{ MPa} < \tau_{dov} \rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.50)$$

$$\tau_{dov \ 12 \ 040} = 100 \text{ MPa} [7]$$

3.5.2 Čep č. 2



obr. 3.13 - Znáznornění sil působících na čep č.2

Postup je stejný jako v předchozích výpočtech, proto zde uvedu jen výsledky jednotlivých napětí.

Maximální ohybový moment

$$M_{omaxc2} = 22756 \text{ Nmm}$$

Maximální napětí v ohybu

$$\sigma_{oc2} = 28,97 \text{ MPa}$$

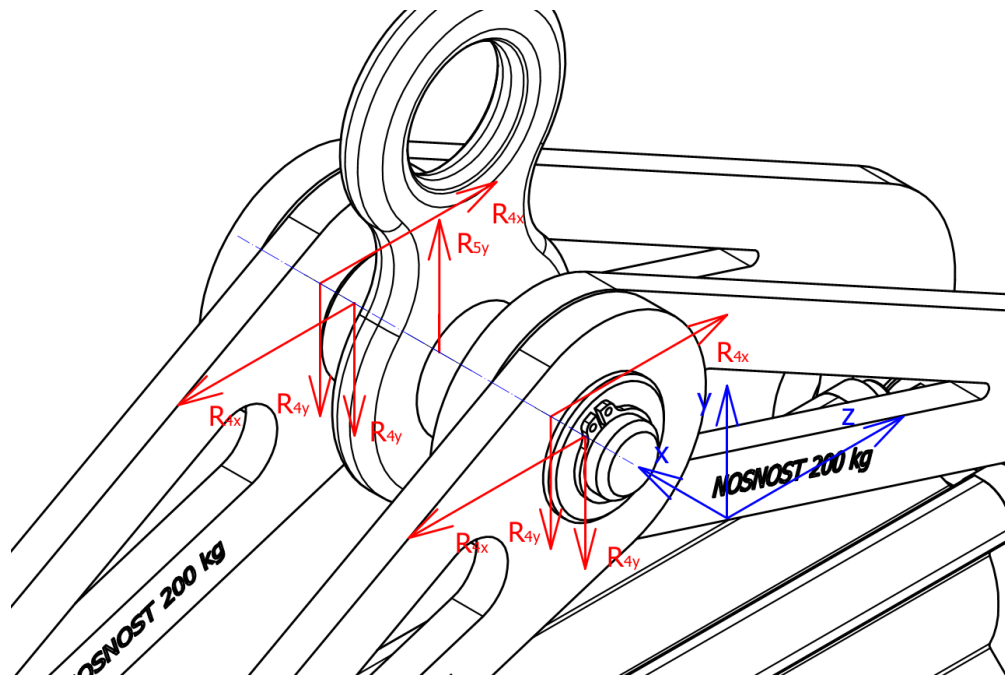
Maximální tlak

$$p_{c2} = 10,34 \text{ MPa}$$

Maximální napětí ve střihu

$$\tau_{sc2} = 6,5 \text{ MPa}$$

3.5.3 Čep č. 3



obr. 3.14 - Znázornění sil působících na čep č.3

Maximální ohybový moment

$$M_{omaxc3} = 37110 \text{ Nmm}$$

Maximální napětí v ohybu

$$\sigma_{oc3} = 47,24 \text{ MPa}$$

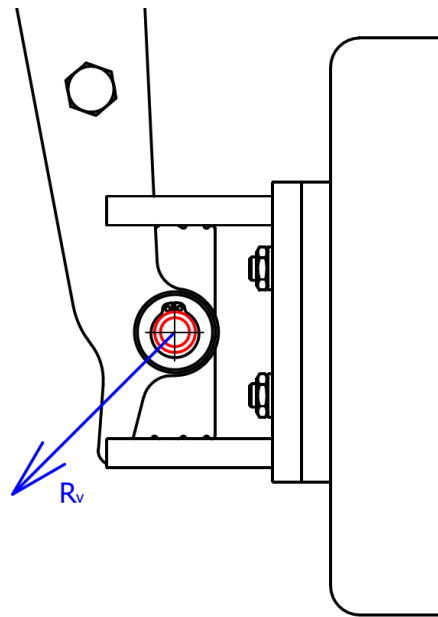
Maximální tlak

$$p_{c3} = 4,28 \text{ MPa}$$

Maximální napětí ve stříhu

$$\tau_{Sc3} = 2,72 \text{ MPa}$$

3.5.4 Čep č. 4



obr. 3.15 - Znázornění síly působící na čep č.4

Maximální ohybový moment

$$M_{omaxc4} = 10000 \text{ Nm}$$

Maximální napětí v ohybu

$$\sigma_{oc4} = 37,11 \text{ MPa}$$

Maximální tlak

$$p_{c4} = 8,8 \text{ MPa}$$

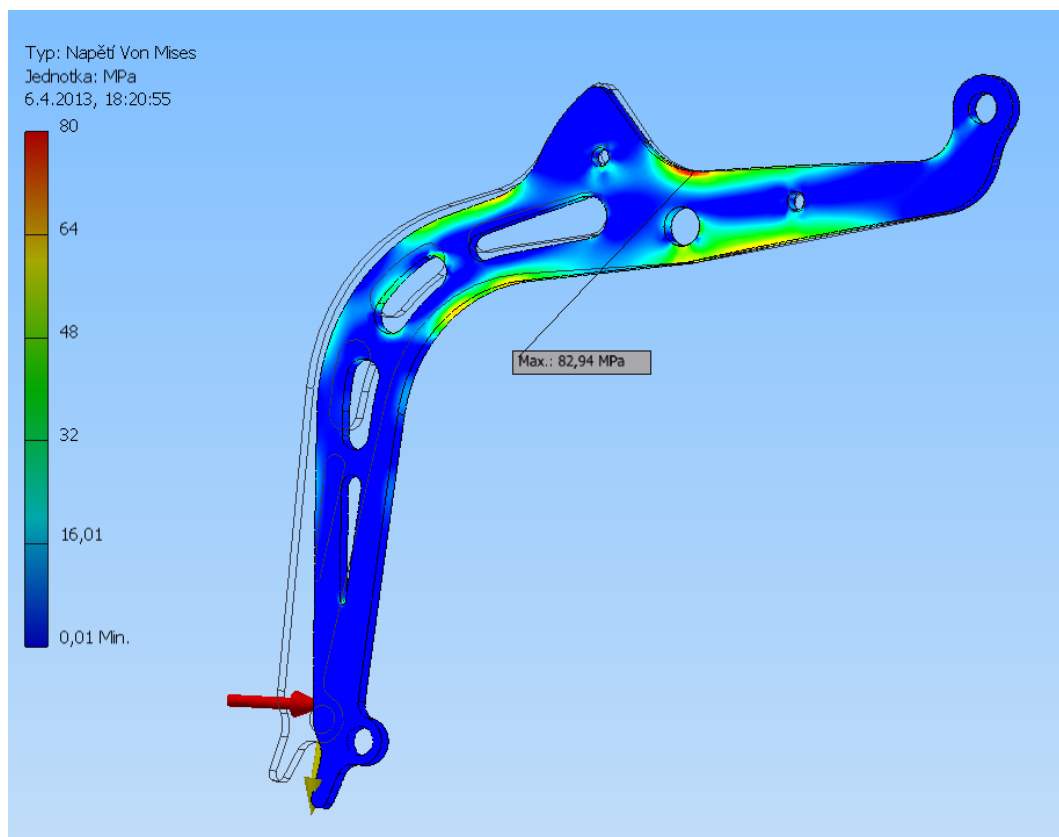
Maximální napětí ve stříhu

$$\tau_{Sc4} = 6,4 \text{ MPa}$$

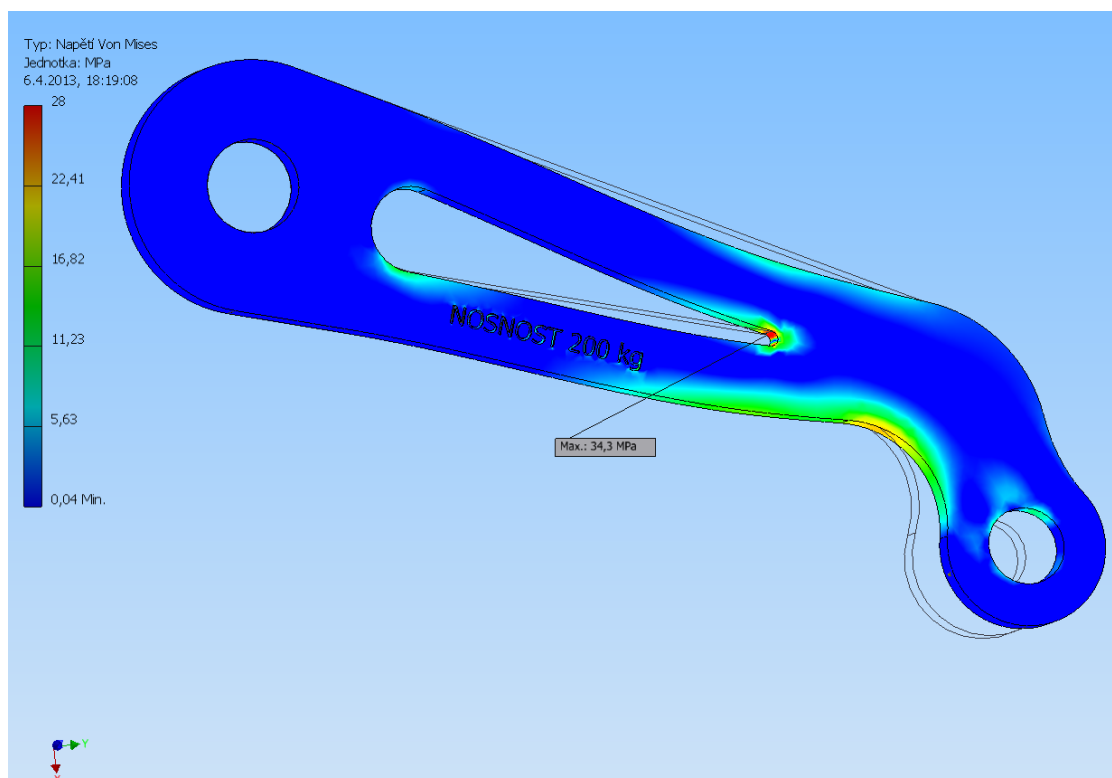
3.6 Kontrola ramen (pomocí MKP)

Kontrolu provádím pomocí programu INVENTOR.

$$R_{e\ 11373} = 186\ MPa\ [1]$$



obr. 3.16 - Výsledky MKP podle hypotézy HMH spodního ramene



obr. 3.17 - Výsledky MKP podle hypotézy HMH horního ramene

4 Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo navrhnout *transportní kleště* pro jeřábovou přepravu kovových forem na odlitky maximální nosnosti 200kg při uchopovacím rozměru formy 50-200mm. Následně nakreslit výkres sestavení celého zařízení a výrobní výkres čepu.

V úvodu jsem provedl základní rozdělení transportních prostředků pro jeřábovou přepravu. Další části jsou spojeny se samotným návrhem.

Kleště jsou částečně samosvorné, doplněné o pneumatický válec pro zvětšení svěrné síly a zároveň pro zjednodušení práce obsluhy, při uchopování a uvolňování břemen. Celou svařovanou konstrukci tvoří výpalky z plechu tloušťky 8 a 10mm, pokrytou žlutou ochrannou vrstvou KOMAXIT. Všechny čepy jsou uloženy v kluzných ložiscích s možností snadné výměny. Funkční plochy čelisti jsou potaženy gumovou vrstvou pro zvětšení statického tření a zároveň brání poškození břemene.

Při dimenzování jednotlivých dílů jsem vycházel ze statického uvolnění celého zařízení, s uvažováním největšího možného uchopovacího rozměru, tj. 200mm a největší možné hmotnosti formy tj. 200kg, protože v tomto případě vznikají největší reakční síly. Následně jsem provedl kontrolu funkčnosti kleští, musí platit $F_t > G$. V další části jsem navrhl šroubový spoj tak, aby přenášel síly pouze třením. Při návrhu čelisti jsem počítal kriticky namáhanou součást na ohyb. Všechny čepy jsem kontroloval v jednotlivých rovinách na ohyb, otláčení a stříh. V konečné fázi jsem provedl kontrolu horního a spodního ramene pomocí MKP v INVENTORU.

5 Literatura

[1] LEINVEBER, Jan; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky : Pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 1. vydání. Praha : ALBRA, 2003. 872 s. ISBN 80-86490-74-2.

[2] Dynamika hmotného bodu [online]. © 2009, [cit. 2013-4-16].
Dostupné z: <<http://muj.optol.cz/bajer/skripta/kap5.pdf>>

[3] REMTA, František; KUPKA, Ladislav; DRÁŽAN, František. *Jeřáby* : Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha : SNTL, 1975. 568 s. ISBN 41/22275.

[4] ALTO systems s.r.o. [online]. © 2009, [cit. 2013-4-16].
Dostupné z: <www.altosystems.cz/>

[5] MM průmyslové spektrum [online]. © 2007, [cit. 2013-4-16].
<http://www.mmspektrum.com>

[6] Hydraulika Petras [online]. © 2005, [cit. 2013-4-16].
Dostupné z: <<http://www.hydraulika-petras.cz>>

[7] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře : Části spojovací*. 1. vydání. Ostrava : VŠB - TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA, 2009. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.

6 Seznam příloh

Výkresy:

SB3KSS01-00	Transportní kleště
SB3KSS01-03-1	Čep č.1